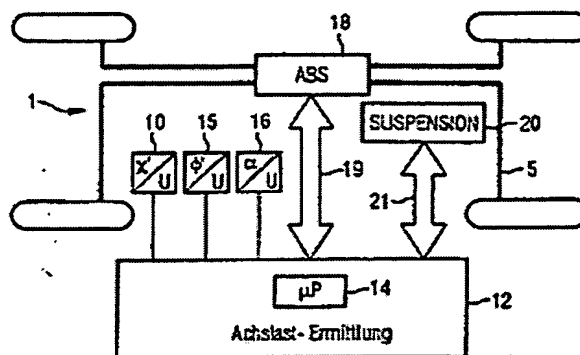


**Motor vehicle axle load determin. circuit**

**Patent number:** DE19603430  
**Publication date:** 1997-08-07  
**Inventor:** PROBST GREGOR DIPL ING (DE)  
**Applicant:** SIEMENS AG (DE)  
**Classification:**  
- **international:** B60P5/00; G01G19/08; B60T8/18; B60T8/30  
- **european:** G01G19/414, B60T8/00B10F, B60T8/18, G01G19/12  
**Application number:** DE19961003430 19960131  
**Priority number(s):** DE19961003430 19960131

**Abstract of DE19603430**

The circuit contains an evaluation stage (12) which processes data received from sensors (10, 15, 16). The evaluation stage receives signals from a yaw rate sensor (10) which reproduce the pitching motion of the vehicle and derives the axle loads and/or the wheel contact forces from the sensor signals. The equation for the load on the front axle is given as the sum of the static component of the front horizontal force, the dynamic component of the front wheel contact force, twice the mass of the front suspension and twice the mass of a front wheel. The rear wheel axle load formula is equivalent.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 196 03 430 A 1**

⑤1 Int. Cl.<sup>8</sup>:  
**B60 P 5/00**  
G 01 G 19/08  
// B60T 8/18,8/30

②1 Aktenzeichen: 196 03 430.2  
②2 Anmeldetag: 31. 1. 96  
④3 Offenlegungstag: 7. 8. 97

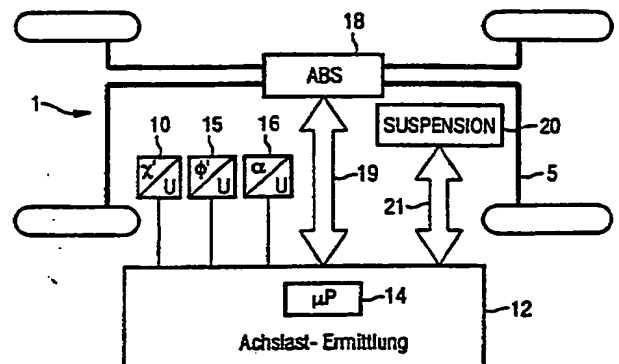
DE 196 03 430 A 1

⑦1 Anmelder:  
Siemens AG, 80333 München, DE

⑦2 Erfinder:  
Probst, Gregor, Dipl.-Ing., 84030 Landshut, DE

⑤4 Schaltungsanordnung zum Ermitteln der Achslasten bei einem Kraftfahrzeug

⑤7 Mit der Schaltungsanordnung werden die Achslasten bei einem Kraftfahrzeug 1 mit Daten, die von Sensoren 10, 15, 16 geliefert werden, und mit einer die Sensordaten verarbeitenden Auswerteschaltung 12 ermittelt. In der Auswerteschaltung werden 12 Signale eines Gierratensensors 10 empfangen, die die Nickbewegung des Kraftfahrzeugs wiedergeben, und aus diesen Sensorsignalen werden die Achslasten und/oder die Radaufstandskräfte des Kraftfahrzeugs 1 nach vorgegebenen Gleichungen berechnet.



DE 196 03 430 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Schaltungsanordnung nach dem Oberbegriff nach Anspruch 1. Die Kenntnis der aktuellen Achslastverteilung oder Radlastverteilung ist für viele Anwendungen in der Kraftfahrzeugtechnik — z. B. für ABS-, aktive Fahr-Werk-Systeme — nützlich. Speziell bei aktiven Fahrwerken wird der Dämpfungsfaktor radselektiv geregelt. Die tatsächlichen Radlasten können dabei zum Beispiel mit Piezorestriktiven Quarzaufnehmern erfaßt werden. Solche Aufnehmer sind im jeweiligen Federdom zwischen Federteller und Fahrzeugchassis montiert. Bei einer bekannten blockiergeschützten Bremsanlage werden Sensoren verwendet, die unter anderem von den Achslasten abhängige Meßsignale erzeugen (DE-C 33 30 483).

Die bekannten Schaltungsanordnungen sind nicht sehr zuverlässig und ziemlich aufwendig.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, den Aufwand zum Ermitteln der Achslasten und der Radlasten in einem Kraftfahrzeug zu verringern und die Zuverlässigkeit der Ermittlung zu erhöhen.

Diese Aufgabe wird gemäß der Erfindung durch eine Schaltungsanordnung nach Anspruch 1 gelöst. Zweckmäßige Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen niedergelegt.

Ein Vorteil der Erfindung liegt u. a. darin, daß sich mit ihr neben der Achslastverteilung auch die Radlastverteilung ermitteln läßt, d. h. die Kräfte mit denen die einzelnen Reifenaufstandspunkte beaufschlagt werden.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird im Folgenden anhand der Zeichnung erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 ein schematisch dargestelltes Kraftfahrzeug bei Bergfahrt mit den dabei auftretenden Bewegungsgrößen und -kräften;

Fig. 2 die bei einem Fahrzeug in waagrechter Lage auftretenden Aufhängungskräften und Achslasten, und

Fig. 3 eine Schaltungsanordnung gemäß der Erfindung in schematischer Darstellung, und

Fig. 4 ein Ablaufdiagramm eines in der Schaltungsanordnung nach Fig. 3 abgearbeiteten Programms.

Ein Kraftfahrzeug 1 bewegt sich auf einer Fahrbahn 2, das gegenüber der horizontalen Ebene 3 um einen Winkel  $\alpha$  geneigt ist. Die Vorderachse des Kraftfahrzeuges ist durch ein Vorderrad 4 dargestellt, die Hinterachse durch ein Hinterrad 5. Die jeweilige Radaufhängung besteht im Wesentlichen aus einer Feder 6 und einem Stoßdämpfer 7.

Das Fahrzeug 1 steht in Fig. 2 auf einer waagerechten Fahrbahn 8. Zur deutlicheren Darstellung der Aufhängungskräfte ist das Fahrzeug hier von den Achsen abgehoben dargestellt.

An geeigneter Stelle des Kraftfahrzeugs, zum Beispiel in dem Schwerpunkt S ist ein Gierratesensoren 10 angeordnet, der der Kürze halber auch als Gierratesensor 10 bezeichnet wird. Zweiachsigierratesensoren werden zum Beispiel in größerem Umfang in Videokameras, und zwar zum Zwecke der Bildstabilisierung, eingesetzt. Ein solcher Sensor 10 liefert zwei Ausgangssignale, die einer Auswerteschaltung 12 zur Achslastermittlung (Fig. 3) zugeführt werden. Ein in dieser Auswerteschaltung 12 enthaltener Steuerrechner 14, zum Beispiel als Mikroprozessor ausgebildet, benutzt ein einfaches mathematisches Fahrzeugmodell, mit dem aus den beiden Sensorsignalen die vier Radaufstandskräfte berechnet werden.

Mit der Auswerteschaltung 12 können außer dem Gierratesensor 10 auch ein Nickgeschwindigkeitssensor 15 und ein Neigungswinkelsensor 16 verbunden sein. Die Auswerteschaltung 12 ist mit einem ABS-Steuergerät 18 über eine Datenleitung 19 und mit einem Aktivfahrwerk-Steuergerät 20 über eine Datenleitung 21 verbunden. Beide Datenleitungen, die auch als Bus ausgeführt sein können, ermöglichen einen Daten- und Steuersignalaus-tausch in beiden Richtungen.

Anhand des aus den Fig. 1 und 2 ersichtlichen Fahrzeugmodells werden nachfolgend aufgeführte Mechanikgleichungen aufgestellt. Vorab werden aber die in den Gleichungen benützten Formelgrößen in Listenform definiert:

$\alpha$  Geländesteigung

$\phi''$  Nickwinkelbeschleunigung

$\Theta_h$  reduziertes Massenträgheitsmoment auf die Hinterachse

$\Theta_v$  reduziertes Massenträgheitsmoment auf die Vorderachse

$\Theta_{chassis}$  Massenträgheitsmoment der Fahrzeugkarosserie um die y-Achse

$f_{zv\_sus}$  Horizontalkraft vorne, die auf das Feder-Dämpfer-System wirkt

$f_{zh\_sus}$  Horizontalkraft hinten, die auf das Feder-Dämpfer-System wirkt

$f_{szv\_sus}$  statischer Anteil der Horizontalkraft vorne

$f_{d_{zv\_sus}}$  dynamischer Anteil der Horizontalkraft vorne

$f_{szh\_sus}$  statischer Anteil der Horizontalkraft hinten

$f_{d_{zh\_sus}}$  dynamischer Anteil der Horizontalkraft hinten

$m_{chassis}$  Masse der Fahrzeugkarosserie

$l$  Radstand

$l_h$  Abstand Fahrzeugkarosserieschwerpunkt zur Hinterachse

$l_v$  Abstand Fahrzeugkarosserieschwerpunkt zur Vorderachse

$x''$  Fahrzeuglängsbeschleunigung

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  Filterkonstanten (können auch von der Horizontalkraft oder der Dämpfung abhängen)

$b_2, b$  Filterkonstanten (können auch von der Horizontalkraft oder der Dämpfung abhängen)

$c_1, c_2, c_3$  Filterkonstanten (können auch von der Horizontalkraft oder der Dämpfung abhängen)

$d_2, d$  Filterkonstanten (können auch von der Horizontalkraft oder der Dämpfung abhängen)

$f_{d_{zv}}(n)$  zeitdiskreter dynamischer Anteil der Radaufstandskraft vorne

$f_{d_{zh}}(n)$  zeitdiskreter dynamischer Anteil der Radaufstandskraft hinten

Zum Aufstellen eines an dem Kraftfahrzeug angreifenden Drehmomentgleichgewichts werden zuerst redu-

zierte Fahrzeugkarosserie-Trägheitsmomente  $\Theta_v, \Theta_h$  um die beiden Drehachsen berechnet:

$$\Theta_v = \Theta_{\text{chassis}} + m_{\text{chassis}} * (l_v^2 + h^2) \quad (\text{Gl. 1})$$

$$\Theta_h = \Theta_{\text{chassis}} + m_{\text{chassis}} * (l_h^2 + h^2) \quad (\text{Gl. 2})$$

In diesen und nachfolgenden Gleichungen ist die Vorderachse des Kraftfahrzeuges 1 durch den Subindex "v" und die Hinterachse des Kraftfahrzeuges durch den Subindex "h" gekennzeichnet.

Bezogen auf den vorderen und den hinteren Radaufstandspunkt des Kraftfahrzeuges 1 wird nun eine Momentenbilanz aufgestellt. Die sich aus der Momentenbilanz ergebenden Kräfte für die Vorder- und die Hinterachse können unter der Voraussetzung, daß die Geländesteigung sich nur geringfügig ändert, in eine statische und dynamischen Komponente zerlegt werden.

$$f_{zv\_sus} = f_{szv\_sus} + f_{dzv\_sus} \quad (\text{Gl. 3})$$

$$\begin{aligned} f_{szv\_sus} &= m_{\text{chassis}} * g * \cos(\alpha) * l_h / l \\ f_{dzv\_sus} &= m_{\text{chassis}} * (x'' + g * \sin(\alpha)) * h / l + \Theta_h * \Phi'' / l \end{aligned} \quad (\text{Gl. 4})$$

$$f_{zh\_sus} = f_s + f_{dzh\_sus} \quad (\text{Gl. 5})$$

$$f_{szh\_sus} = m_{\text{chassis}} * g * \cos(\alpha) * l_v / l \quad (\text{Gl. 6})$$

$$f_{dzh\_sus} = m_{\text{chassis}} * (x'' + g * \sin(\alpha)) * h / l - \Theta_v * \Phi'' / l \quad (\text{Gl. 7})$$

Das Verhalten des Feder-Dämpfer-Systems 6,7 an jeder Achse kann mit Hilfe eines rekursiven Filters höherer Ordnung beschrieben werden. Nachfolgend wird dazu ein Filter zweiter Ordnung verwendet. Da die Federn jeweils um eine statische Komponente vorgespannt sind, wird nur die dynamische Komponente gefiltert. Die beiden Kräfte  $f_{dzv\_sus}$  und  $f_{dzh\_sus}$  werden hier zeitdiskret dargestellt.

$$f_{dzv}(n) = a1 * f_{dzv\_sus}(n) = a2 * f_{dzv\_sus}(n-1) + a3 * f_{dzv\_sus}(n-2) - b2 * f_{dzv}(n-1) - b3 * f_{dzv}(n-2) \quad (\text{Gl. 8})$$

$$f_{dzh}(n) = c1 * f_{dzh\_sus}(n) + c2 * f_{dzh\_sus}(n-1) + c3 * f_{dzh\_sus}(n-2) - d2 * f_{dzh}(n-1) - d3 * f_{dzh}(n-2) \quad (\text{Gl. 9})$$

Die beiden folgenden Gleichungen ergeben die Radaufstandskraft für die vordere Achse  $f_{zv}$  und die Radaufstandskraft für die hintere Achse  $f_{zh}$ :

$$f_{zv} = f_{szv\_sus} + f_{dzv} + 2 * m_{v\_sus} + 2 * m_{vrad} \quad (\text{Gl. 10})$$

$$f_{zh} = f_{szh\_sus} + f_{dzh} + 2 * m_{h\_sus} + 2 * m_{hhrad} \quad (\text{Gl. 11})$$

Über einen in der Auswerteschaltung 12 enthaltenen und nicht gesondert dargestellten Analog/Digital-Wandler wird die von dem Gierratensensor 10 gelieferte aktuelle Winkelgeschwindigkeit in Fahrzeuglängs- und in Fahrzeugquerrichtung abgetastet. Falls das Kraftfahrzeug 1 mit einem Neigungswinkelsensor 16 versehen ist, wird der Neigungswinkel  $\alpha$  von diesem an die Auswerteschaltung 12 übermittelt, andernfalls wird die Neigungsinformation aus einem anderen in dem Kraftfahrzeug enthaltenen Steuergerät übertragen.

In dem Steuerrechner 14 wird die Winkelgeschwindigkeit in Fahrzeuglängsrichtung bis zum Nickwinkel aufintegriert und die Winkelgeschwindigkeit in Fahrzeugquerrichtung bis zum Wankwinkel. Aus dem Nickwinkel, dem Wankwinkel, der Geländesteigung, und den bekannten Größen linker und rechter Radstand, vordere und hintere Spur sowie Fahrzeuggeschwindigkeit kann die Achslastverteilung berechnet werden. Ein Abgleich des Nick- und Wankwinkels wird jeweils durchgeführt, wenn der Geländesteigungswinkel und die Gierrate den Wert "0" einnehmen. Die Gierrate läßt sich auch über die Raddrehzahl näherungsweise bestimmen.

Das in dem Steuerrechner 14 der erfindungsgemäßen Schaltungsanordnung abzuarbeitende Programm wird nun anhand des Ablaufdiagramms von Fig. 4 erläutert. Nach dem Start des Programms erfolgt in einem ersten (Programm-)Schritt S1 ein Einlesen folgender Sensordaten oder -signale:

$\phi'$  des Nickwinkelsensor 15  
 $x'' + g$  eines Beschleunigungssensors in Fahrzeuglängsachse  
 $\alpha$  des Geländesteigungs- oder Neigungswinkelsensors 16

In einem zweiten Schritt S2 werden die Sensordaten wie folgt aufbereitet:

$\phi''$  Berechnung der Nickwinkelbeschleunigung aus der Ableitung des Nickwinkels nach der Zeit

$x''$  Korrektur des Beschleunigungssignals um die Erdanziehungskomponente durch die gemessene Geländesteigung

In einem dritten Schritt S3 erfolgt die Berechnung des statischen Anteils der Achslastverteilung für die Vorder- und Hinterachse im Bezugspunkt "obere Feder-, Dämpferbefestigung" nach folgenden Beziehungen:

$$f_{szv\_sus} = m_{\text{chassis}} * g * \cos(\alpha) * l_h / l$$

$$f_{szh\_sus} = m_{\text{chassis}} * g * \cos(\alpha) * l_v / l$$

In einem vierten Schritt S4 erfolgt die Berechnung des dynamischen Anteils der Achslastverteilung für die Vorder- und Hinterachse im Bezugspunkt "obere Feder-, Dämpferbefestigung" nach folgenden Beziehungen:

$$fd_{zv\_sus} = -m_{chassis} * (x'' + g * \sin(\alpha)) * h/l + \Theta_h * \Phi''/l$$

$$fd_{zh\_sus} = m_{chassis} * (x'' + g * \sin(\alpha)) * h/l - \Theta_v * \Phi''/l$$

In einem fünften Schritt S5 erfolgt eine Filterung der dynamischen Achslasten der Vorder- und Hinterachse nach folgenden Beziehungen:

$$fd_{zv}(n) = a1 * fd_{zv\_sus}(n) + a2 * fd_{zv\_sus}(n-1) + a3 * fd_{zv\_sus}(n-2) - b2 * fd_{zv}(n-1) - b3 * fd_{zv}(n-2)$$

$$fd_{zh}(n) = c1 * fd_{zh\_sus}(n) + c2 * fd_{zh\_sus}(n-1) + c3 * fd_{zh\_sus}(n-2) - d2 * fd_{zh}(n-1) - d3 * fd_{zh}(n-2)$$

In einem sechsten Schritt S6 erfolgt eine Berechnung der Radaufstandskräfte für die Vorder- und Hinterachse im Bezugspunkt "Reifen Straße" aus dem statischen Anteil der Achslastverteilung, dem gefilterten, dynamischen Anteil der Achslastverteilung, den Radaufhängungsmassen und den Radmassen, und zwar nach folgenden Beziehungen

$$f_{zv} = fs_{zv\_sus} + fd_{zv} + 2 * m_{v\_sus} + 2 * m_{v\_rad}$$

$$f_{zh} = fs_{zh\_sus} + fd_{zh} + 2 * m_{h\_sus} + 2 * m_{h\_rad}$$

Damit ist ein Programmdurchlauf an seinem Ende angelangt.

Die Leistungsfähigkeit der vorstehenden Gleichungen ist mit Rechnersimulationen bestätigt worden. Zugrunde gelegt wurde ein Kraftfahrzeug, das aus einer Geschwindigkeit von 80 km/h mit einer Verzögerung von etwa  $-1,2 \text{ m/s}^2$  abgebremst wird.

#### Patentansprüche

1. Schaltungsanordnung zum Ermitteln der Achslasten bei einem Kraftfahrzeug (1) mit Daten, die von Sensoren (10, 15, 16) geliefert werden, und mit einer die Sensordaten verarbeitenden Auswerteschaltung (12), dadurch gekennzeichnet, daß in der Auswerteschaltung (12) Signale eines Gierratensensors (10) empfangen werden, die die Nickbewegung des Kraftfahrzeugs wiedergeben, und daß aus diesen Sensorsignalen die Achslasten und/oder die Radaufstandskräfte des Kraftfahrzeugs berechnet werden.
2. Schaltungsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Achslasten mit folgenden Formeln für die Radaufstandskräfte an der Vorderachse ( $f_{zv}$ ) und an der Hinterachse ( $f_{zh}$ ) berechnet werden:

$$f_{zv} = fs_{zv\_sus} + fd_{zv} + 2 * m_{v\_sus} + 2 * m_{vrad}$$

$$f_{zh} = fs_{zh\_sus} + fd_{zh} + 2 * m_{h\_sus} + 2 * m_{hhrad},$$

worin:

$fs_{zv\_sus}$  der statische Anteil der Horizontalkraft vorne,  
 $fs_{zh\_sus}$  der statische Anteil der Horizontalkraft hinten,  
 $fd_{zv}$  der dynamische Anteil der Radaufstandskraft vorne  
 $fd_{zh}$  der dynamische Anteil der Radaufstandskraft hinten  
 $m_{v\_sus}$  die Masse einer vorderen Aufhängung  
 $m_{h\_sus}$  die Masse einer hinteren Aufhängung  
 $m_{v\_rad}$  die Masse eines vorderen Rades  
 $m_{h\_rad}$  die Masse eines hinteren Rades  
sind.

3. Schaltungsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Gierratensensor als Zweiachs-sensor ausgebildet ist, durch den Drehbewegungen um zwei senkrecht zueinander stehenden Achsen erfaßt werden.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

FIG 1

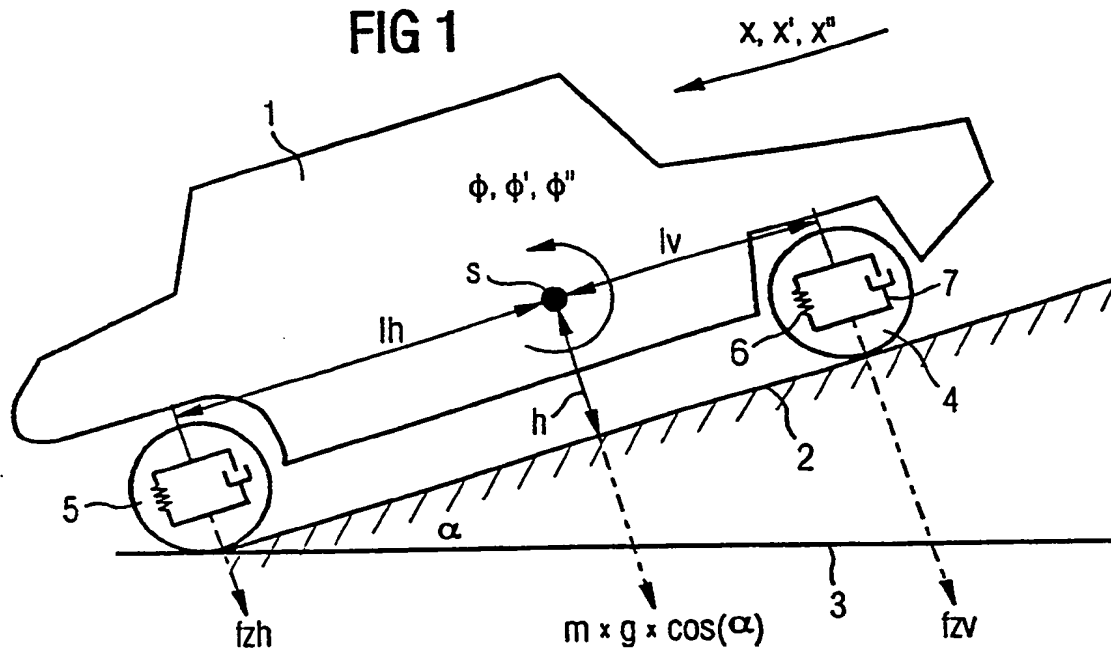


FIG 2

